

ÉTUDE CRITIQUE
DES
GUIDES RAPPROCHÉS
PLACÉS COMME ÉVITE-MOLETTE

PAR

NOËL DESSARD

Ingénieur A. I. Lg.

Directeur des travaux des Charbonnages de Wérister

L'arrêté royal du 10 décembre 1910, en prescrivant le placement de guides rapprochés en bois dans les châssis à molettes, semble manifester une grande confiance dans leur efficacité, alors que tel auteur (1), inventeur il est vrai d'évite-molette mécanique, proclamait que l'utilité de cet appareil rustique n'était qu'illusoire pour la raison que, dans la majorité des cas, la cage serait inexorablement écrasée.

Le problème ne manquant ni d'intérêt ni surtout d'opportunité, nous avons cherché à fixer les appréciations un peu vagues que l'on accepte généralement sur ce sujet.

Pour cela, une première recherche s'imposait : Quelle est la grandeur des efforts que subit une cage engagée dans les guides rapprochés ?

En second lieu, pourra-t-on, en pratique, espérer arrêter une cage dans les guides rapprochés sans qu'elle se déforme au point d'étouffer les personnes qu'elle peut éventuellement contenir ?

(1) *Annales des Mines de Belgique*, t. VIII, 3^{me} livraison, année 1903.

PREMIÈRE PARTIE.

—

**Détermination des efforts supportés par une cage
coincée dans les guides en bois rapprochés.**

—

Nous devons distinguer deux cas bien nettement :

1° La cage est coincée dans les guides rapprochés sans avoir pénétré dans ceux-ci. Elle s'est donc déformée ;

2° La cage a entaillé les guides et s'est arrêtée contre les épaulements qu'elle a créés.

Avec les guides en bois, la réalité sera souvent faite d'une combinaison des deux hypothèses envisagées.

D'autre part, il est facile de prévoir que la répartition des efforts dans les diverses barres de la cage dépend aussi du mode de suspension. Mais, tandis que celui-ci a une influence prépondérante dans les conditions de service normal, nous verrons qu'il n'a plus ici qu'une importance tout à fait secondaire en comparaison des effets de la force de coinçage.

Nous nous occuperons donc d'abord de déterminer celle-ci.

Calcul de la force de coinçage.

1° La cage est coincée dans les guides rapprochés sans avoir pénétré dans ceux-ci.

Pour déterminer la force de serrage, nous ne nous baserons pas, ainsi qu'on peut être tenté de le faire au premier abord, sur les évaluations de la force de frottement contre les guides. Cette expression renferme en effet le coefficient de frottement dont la valeur est excessivement variable dans cette circonstance.

Elle dépend, non seulement de la nature et de l'état des matériaux en présence, mais bien plus encore de la loi d'accroissement du serrage, car dans le cas où celui-ci sera assez brutal, il arrivera souvent que le frottement ne sera plus normal ; il y aura grippement et alors la valeur du coefficient devient indéterminée.

Il est bien plus rationnel d'estimer la force de serrage en fonction des déformations subies par le cadre. La déformation est donnée par la diminution d'écartement des guides entre le niveau d'origine du coinçage et le niveau d'arrêt du cadre considéré.

Il va sans dire que, dans notre hypothèse, nous supposons que l'avant-carré du chevalement et les guides sont rigides. En réalité, ils fléchiront dans une certaine mesure sous l'influence des réactions du coinçage et on pourra en tenir compte empiriquement, mais d'une façon raisonnable, grâce aux résultats que nous obtiendrons.

Le cadre supérieur, qui joue le rôle principal, est généralement composé :

a) Soit de quatre barres formant simplement un rectangle à coins arrondis ;

b) Soit de cinq barres, la cinquième barre constituant une traverse placée dans le plan des guides.

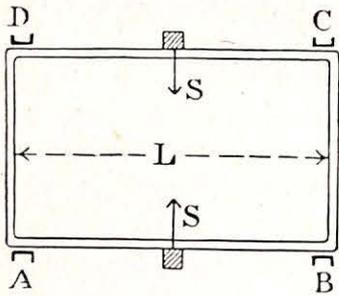
Nous allons examiner chacune de ces deux dispositions ; toute autre serait également plus ou moins facile à résoudre.

A. — LE CADRE N'A PAS DE TRAVERSE.

Supposons que les guides appuyent au milieu des deux barres AB et CD de longueur L et provoquent une force de serrage S kg.

Chacune de ces poutres peut être regardée comme reposant sur deux appuis constitués par les pièces AD et CB et les assemblages avec les montants.

Elles vont subir une flexion dont la flèche sera égale à $\frac{1}{2} \Delta$, en appelant Δ la diminution d'écartement des guides à l'endroit considéré.



Connaissant la déformation, il suffit d'établir l'équation de l'élastique pour déterminer la force S. On connaît l'équation générale de l'élastique :

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI}$$

où M représente le moment fléchissant dans une section quelconque, E le module d'élasticité de l'acier employé et I le moment d'inertie de la section dans le plan d'application de la force.

La réaction de chacun des appuis sera $F = \frac{S}{2}$

Si nous examinons, par exemple, la poutre AB et si nous adoptons les deux axes AX et AY

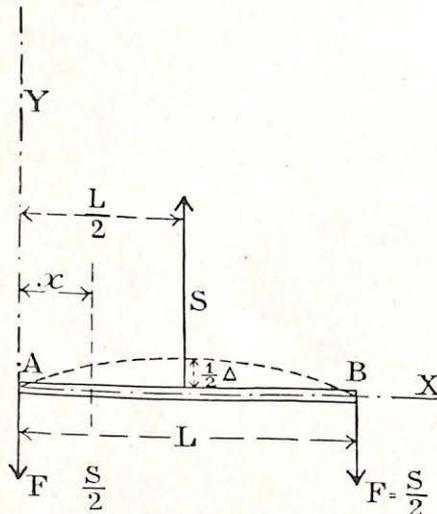


Fig. 1.

(voir fig. 1), le moment fléchissant dans une section quelconque sera

$$M = Fx$$

Dans notre cas, $\frac{d^2y}{dx^2}$ est négatif, car, quand x croît,

$\frac{dy}{dx}$ décroît, puisque le coefficient angulaire de la tangente à l'élastique tend vers zéro.

Donc

$$-\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{F}{EI} x$$

En intégrant, on obtient

$$y = \frac{FL^3}{24EI} \left(\frac{3x}{L} - \frac{4x^3}{L^3} \right)$$

Pour $x = \frac{L}{2}$, $y = \frac{1}{2} \Delta$

On trouve alors :

$$F = \frac{12EI\Delta}{L^3}$$

Par suite

$$S = \frac{24EI}{L^3} \Delta \tag{I}$$

Pour un cadre donné, la force de serrage est donc fonction linéaire de la diminution d'écartement des guides, $S = K \Delta$, dans laquelle le coefficient angulaire de la droite $K = \frac{24EI}{L^3}$.

Il est actuellement facile de déterminer la tension R_T dans la barre AB.

$$R_T = M : \frac{I}{v}$$

$$\text{ou } M = F \times \frac{L}{2} = \frac{6EI\Delta}{L^2}$$

donc

$$R_f = 6 E \frac{\Delta v}{L^2} \quad (2)$$

Cette formule permet de déterminer la tension du métal dans chaque position du cadre ou, réciproquement, de calculer le rapprochement maximum à donner aux guides supposés rigides pour que la tension dans le cadre ne dépasse pas la charge de rupture.

Quant aux tronçons AD et BC , ils supporteront une tension R_c due à la compression telle que

$$R_c = \frac{F}{s} = \frac{S}{2s}$$

s étant la section de la barre.

B. — LE CADRE POSSÈDE UNE TRAVERSE DANS
LE PLAN DES GUIDES.

Dans ce cas, la traverse subira une compression progressive et pourra, si la force de serrage devient suffisamment puissante, céder par flambement.

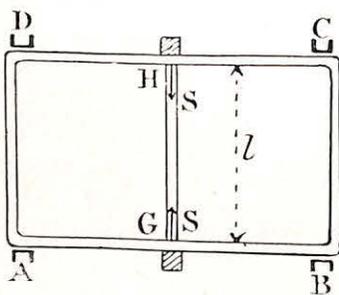


Fig. 2.

Pour établir la relation entre la force et la déformation, nous devons avoir recours à la théorie des longues pièces comprimées par les abouts.

La formule simple d'Euler (1) ne nous permet pas de résoudre le problème puisqu'elle ne contient pas la déformation.

(1) Euler a, en effet, établi une formule plus générale dans laquelle la déformation intervient.

L'étude si complète de M. Gustave L. Gérard, sur la *Stabilité des pièces chargées debout* (1) nous fournit tous les renseignements nécessaires.

On y trouve, en appelant f la flèche correspondant à une valeur donnée de S

$$\frac{f}{l} = 1.273 \sqrt{\frac{S_0}{S}} \sqrt{\sqrt{\frac{S}{S_0}} - 1} \quad (3)$$

où

$$S_0 = \frac{\pi^2 I E}{l^2}$$

c'est-à-dire que S_0 représente la charge critique ou charge de flambement donnée par la formule d'Euler.

Si on analyse l'équation (3) ainsi que l'a fait M. Gérard, on s'aperçoit que la flèche croît incomparablement plus vite que l'effort.

C'est ainsi que, pour une flèche équivalente à 20 % de la longueur de la barre, la force S n'est supérieure que de 5 % à la valeur S_0 . Or, avec les matériaux employés, la rupture se produira bien avant que la flèche n'ait atteint cette valeur. L'auteur cité prouve même, dans la suite de son étude que, pratiquement, la charge de rupture coïncide avec la charge de flambement.

Dans le cas considéré, la traverse se comprimera graduellement jusqu'à ce que la force de serrage soit équivalente à la charge de flambement S_0 . Celle-ci sera obtenue dès que les guides (toujours supposés rigides) seront rapprochés d'une quantité

$$\Delta = l - l' = l \frac{S_0}{s E} \quad (4)$$

où l' représente la longueur de la pièce comprimée au moment où la charge est S_0 et s la section de la traverse.

(1) *Rev. Univ. des Mines*, t. LVII, année 1902.

Pour obtenir une valeur pratiquement exacte de la charge de flambement, il ne faut pas, dans la formule d'Euler rappelée ci-dessus, donner à E une valeur constante. Il est reconnu que, pour des charges voisines de la rupture, les résultats qu'elle fournit sont supérieurs à ceux qui résultent de l'expérience.

M. Vierendeel, professeur à l'Université de Louvain, a proposé de donner à E, une valeur variable d'après la charge S :

$$E = A - B \frac{S}{s}$$

A et B sont deux coefficients qui, pour des tensions variant de 18 à 28 kilog. par millimètre carré, ont les valeurs suivantes :

$$A = 58.000 \quad \text{et} \quad B = 2.000$$

Si dans la formule

$$S_o = \frac{\pi^2 I E}{L^2}$$

nous faisons donc

$$E = A - B \frac{S_o}{s} \tag{5}$$

et $\pi^2 = 10$ (à titre de simplification) on obtient

$$S_o = \frac{10 A s}{10 B + \frac{s^2}{I}} \tag{6}$$

En remplaçant S_o et E par leur valeur dans l'expression (4), on obtient la valeur limite du rapprochement que peut supporter la traverse sans céder.

Si les guides continuent à se rapprocher, la traverse se rompra presque aussitôt et dès lors le cadre se trouvera placé dans les conditions examinées au paragraphe A.

APPLICATIONS :

1. Calculer les efforts que supporte un cadre de cage constitué par un plat de 100×15 millimètres carrés et engagé dans des guides rigides dont le rapprochement efficace est de 80 millimètres.

La force de serrage est donnée par la formule (I), p. 733.

$$S = \frac{24 \cdot E \cdot I \cdot \Delta}{L^3}$$

dans laquelle

$$L = 1.266 \text{ millimètres} ; \Delta = 80 ; E = 20.000$$

$$I = \frac{100 \times 15^3}{12} = 28.125$$

On a donc

$$S = \frac{24 \times 20.000 \times 28.125 \times 80}{(1.266)^3} = 532 \text{ kilog.}$$

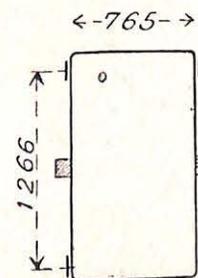
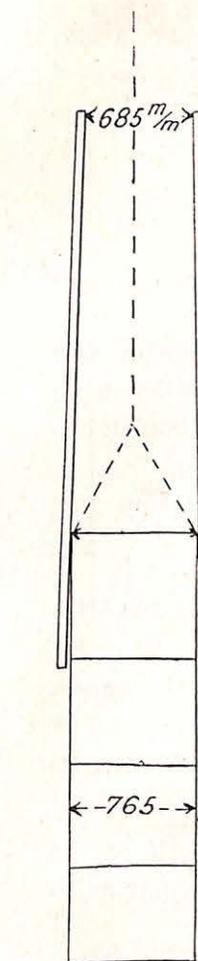


Fig. 3.

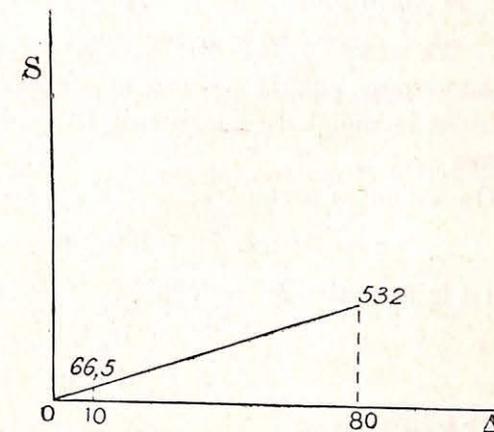


Fig. 4.

La loi de variation du serrage est représentée par la droite ci-jointe dont le coefficient angulaire $K = 6,65$ (fig. 4).

La tension par millimètre carré est donnée par la formule (2), page 734.

$$R_f = 6 E \frac{\Delta v}{L_2}$$

où $v = 7,5$ millimètres.

$$R_f = \frac{6 \times 20.000 \times 80 \times 7,5}{(1.266)^2} = 44,9 \text{ kilog. par mm}^2$$

Il va sans dire qu'il est désirable que le serrage se fasse sur un parcours aussi long que possible de manière à ne pas produire sur le cadre l'effet d'une force instantanée qui provoquerait la rupture.

Les deux autres barres du cadre supporteront une compression donnée par

$$R_c = \frac{266}{100 \times 15} = 0,2 \text{ kilog. par millimètre carré.}$$

2. Calculer le rapprochement théorique que peut supporter un cadre formant un rectangle de 1400×800 mm et constitué par un fer U de $87 \times 47 \times 8$. Quelle est la force limite de serrage ?

Admettons que la tension maximum à laquelle pourra résister le métal du cadre soit $R_f = 45$ kilog. par millimètre carré.

On a d'autre part

$$v = 32; L = 1.400 \text{ et } E = 20.000$$

De la formule (2) on déduit

$$\Delta = \frac{R_f L^2}{6 E v}$$

c'est-à-dire

$$\Delta = \frac{45 \times (1.400)^2}{6 \times 20.000 \times 32} = 23 \text{ millimètres.}$$

Quant à la force de serrage correspondante elle sera

$$S_o = 24 \times 20.000 \frac{255.000 \times 23}{(1.400)^3} = 1.025 \text{ kilog.}$$

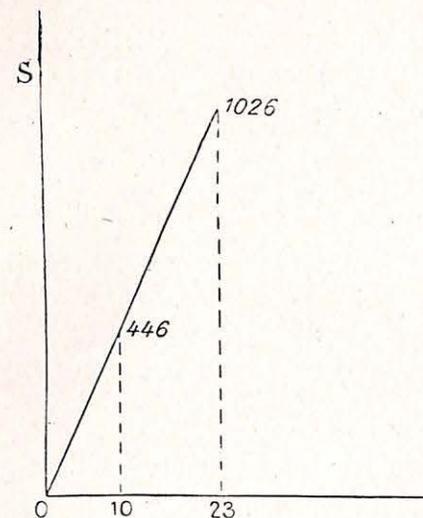


Fig. 5.

La loi de variation de serrage est représentée par la droite, fig. 5, dont le coefficient angulaire $K = 44,6$.

Pratiquement, il sera assez logique de doubler la valeur obtenue pour Δ , afin de tenir compte de la déformation que subiront les guides et le chassis à molettes, à moins qu'ils n'aient été calculés en prévision de ces efforts.

3. Calculer le rapprochement théorique maximum que peut supporter le cadre de l'application précédente supposé renforcé par une traverse en U de $80 \times 47 \times 8$ située dans le plan des guides. Quelle est la force limite de serrage ?

La force limite de serrage est donnée par la formule (6), page 736

$$S_o = \frac{10 A s}{10 B + \frac{s l^2}{I}}$$

dans laquelle

$$A = 58.000 \quad B = 2.000 \quad s = 1.264 \quad l = 800$$

et $I = 255.000$ (d'après l'album)

$$S_0 = \frac{10 \times 58.000 \times 1.264}{100 \times 2.000 + \frac{1.264 \times (800)^2}{255.000}} = 31.640 \text{ kg.}$$

Remarquons en passant que la formule d'Euler dans laquelle on ferait $E = 20.000$ donnerait $S_0 = 79.000$ kg.

Reprenant la formule (5) on a

$$E = A - B \frac{S_0}{s} = 58.000 - 2.000 \frac{35.000}{1.264} = 8.000$$

d'où

$$\Delta = l \frac{S_0}{s E} = 800 \times \frac{35.000}{1.264 \times 4.300} = 2,5^m/m.$$

Si le rapprochement des guides continue, la traverse se rompra pour $\Delta = 3$ millimètres approximativement, et le cadre se trouvera alors dans les conditions de l'application précédente, c'est-à-dire que la force de serrage passera brusquement de la valeur $S_0 = 31.640$ kilogrammes à la valeur $S' = K \Delta$, c'est-à-dire

$$S' = 44,6 \times 3 = 133,8 \text{ kilog.}$$

pour croître de nouveau suivant la même loi que dans l'application n° 2.

La force de serrage sera donc représentée par le diagramme, fig. 6.

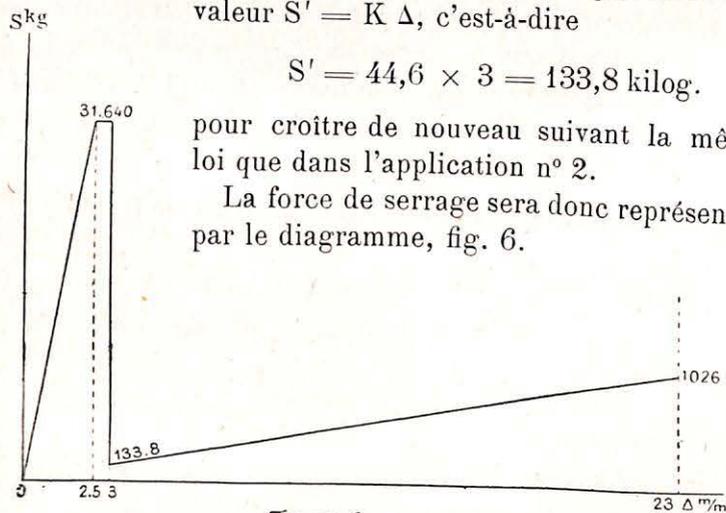


Figure 6

2° Le cadre supérieur a entaillé les guides et s'est arrêté contre les épaulements qu'il a créés.

Dans ce cas, on a tout lieu de croire que la force de coinceage agissant sur chacune des deux barres du cadre croîtra encore suivant une fonction linéaire du rapprochement des guides jusqu'à atteindre une valeur maximum au moment de l'arrêt.

A un instant quelconque on pourrait encore écrire comme dans le paragraphe précédent, page 733,

$$S = K \Delta$$

Le cas le plus défavorable qui puisse se présenter est celui où la tension du câble atteint la charge de rupture, ce qui ne peut guère arriver que lorsque la machine continue à agir comme moteur. Dans ce cas, la valeur maximum de S sera équivalente à la moitié de la tension du câble T diminuée de la charge Q suspendue à celui-ci

$$S_0 = \frac{T - Q}{2}$$

Si la machine a été bloquée, la force de serrage-limite dépendra de la puissance emmagasinée dans le système. Nous aurons l'occasion de voir, par des applications exposées dans la seconde partie de notre étude, que cette force sera alors considérablement moindre que dans l'hypothèse précédente.

La force de serrage étant connue, il sera facile de déterminer dans chaque cas la répartition des efforts sur les diverses barres de la cage.

APPLICATION :

Calculer le taux de travail du cadre représenté fig. 7, ancré dans les guides qu'il a entaillés, le câble étant

soumis à une traction voisine de la charge de rupture soit 38.000 kilogrammes.

Supposons que la charge suspendue au câble soit 3.400 kilogrammes.

La force de coinçage maximum sera

$$S_0 = \frac{38.000 - 3.400}{2} = 17.300 \text{ kilog.}$$

La barre A B subira un moment fléchissant dans le plan vertical donné par

$$M = \frac{S_0}{2} \times \frac{L}{2} = 8.650 \times 700 = 6.055.000 \text{ kilog.}$$

Le module de section dans ce même plan étant

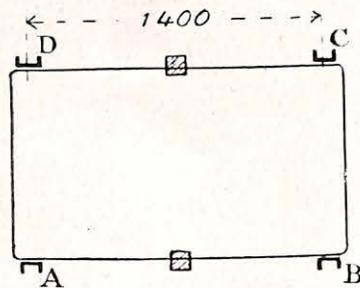


Fig. 7.

$$\frac{I}{v} = 28.800$$

on en déduit que le coefficient de résistance du métal devrait être égal à $\frac{6.055.000}{28.800} = 210$ kilog. par millimètre carré.

Un tel résultat signifie qu'en pratique on ne peut disposer ce cadre de manière à ce qu'il travaille isolément à absorber les résistances à vaincre. Il faudra constituer un panneau de charpente reliant cadre et montants de telle façon qu'il existe un nœud en dessous du point d'application de la force S.

Le moment fléchissant disparaît alors et est remplacé par des efforts longitudinaux dans les barres.

Les assemblages devront être calculés en conséquence.

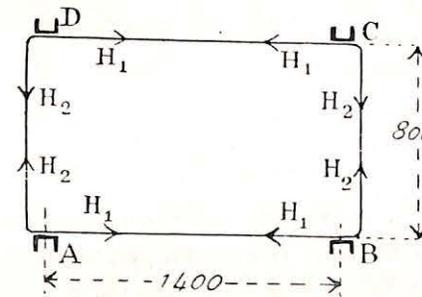
De l'influence du mode de suspension.

La tension du câble est transmise par l'intermédiaire des chaînettes au cadre supérieur et provoque dans les barres de celui-ci des composantes qui varient naturellement suivant le mode de suspension.

Il n'y a guère que deux dispositions à envisager :

- 1° La suspension par quatre chaînettes fixées aux extrémités des montants de la cage, habituellement employée dans nos installations avec câbles plats;
- 2° La suspension centrale par vis et chaîne galle employée le plus souvent avec câbles ronds métalliques.

1° Suspension par quatre chaînettes.



La tension T kilog. du câble produit dans les tronçons du cadre des composantes H_1 et H_2 qui donnent lieu à une compression.

Les valeurs des forces H_1 et H_2 s'obtiennent rapidement par la méthode exposée dans notre note sur les cages d'extraction (1).

Les valeurs des forces H_1 et H_2 s'obtiennent rapidement par la méthode exposée dans notre note sur les cages d'extraction (1).

Prenons $A K = \frac{A B}{2}$

$A L = \frac{A D}{2}$

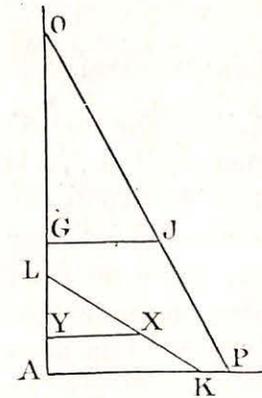


Fig. 8.

L K représente la demi diagonale; reportons-la en A P et traçons P O égal à la longueur d'une chaînette.

(1) Rev. Univ. des Mines, t. XXV (1909), p. 5.

Prenons $OG = T$ kilog. à l'échelle a millimètres pour 100 kilogrammes.

GJ représentera la composante horizontale dans un chaînon à l'échelle $4a$ millimètres pour 100 kilogrammes.

Portons GJ en LX .

XY représentera la composante suivant AB , c'est-à-dire H_1 à l'échelle $4a$ millimètres pour 100 kilogrammes

et LY la composante horizontale suivant AD , c'est-à-dire H_2 à l'échelle $4a$ millimètres pour 100 kilogrammes.

APPLICATION.

Calculer les tensions provenant de la suspension, dans le cadre représenté fig. 8, la force de traction du câble équivalant à la charge de rupture, 38.000 kilog.

On a $AB = 1.400$ millimètres; $CD = 800$ millimètres; les chaînons ont 1.600 millimètres de longueur. La construction graphique donne

$$H_1 = 4.800 \text{ kilogrammes et } H_2 = 2.750 \text{ kilogrammes.}$$

La section de ces barres étant de 1.264 millimètres carrés, il en résulte dans la barre AB une tension supplémentaire de $\frac{4.800}{1.264} = 3^{\text{kg}},8$ par millimètre carré et dans la

barre BC de $\frac{2.750}{1.264} = 2^{\text{kg}},2$ par millimètre carré.

On ajoutera ces tensions à celles qu'on aura trouvées dans le calcul des efforts dus au coinçage, mais on voit en tous cas que les effets de ceux-ci sont prédominants dans les barres qui subissent directement le serrage. Et, étant donné le degré d'approximation que ce genre de calcul donne toujours avec la réalité, on pourra, dans une étude ordinaire, faire abstraction de l'influence du mode de suspension.

Par contre, lorsque les barres BC et AD seront de grande longueur, il sera prudent de s'assurer que la charge critique de flambement est sensiblement supérieure à la force totale de compression.

Dans le premier cas étudié (cage coincée par serrage sans avoir pénétré dans les guides) cette force totale est égale à $H_2 + \frac{S}{2}$.

2° Suspension centrale.

L'appareil de suspension est généralement fixé à une traverse placée au milieu du cadre.

Cette traverse sera soumise à la flexion par l'application, en son milieu, de la force de traction du câble, T kilog.

Il sera possible de combiner l'assemblage de manière à ce que les réactions $\frac{T}{2}$ aux extrémités de la traverse soient supportées par des montants axiaux et n'influencent pas le cadre.

Pour fixer les idées, nous avons représenté, fig. 9, une disposition rationnelle des barres dans le cas d'un guidonnage frontal. On y voit que la traverse sera la seule pièce soumise à la flexion.

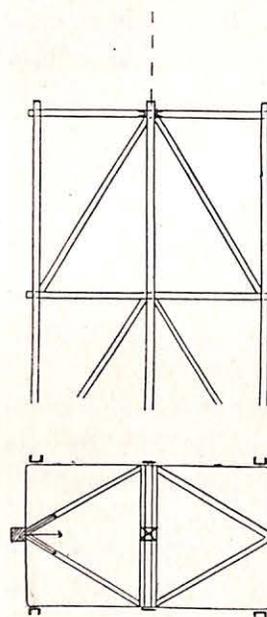


Fig. 9.

Si nous examinons en particulier le cas des installations Koepe, la tension maximum du câble sera équivalente à la force nécessaire pour produire le glissement sur la poulie et, dans le cas le plus défavorable, sera donnée par

$$T = e^{fz} (Q + P)$$

où Q est la charge suspendue à la patte du câble, et P le poids du câble.

Si nous prenons $f = 0,3$ et $z = \pi$, on trouve

$$T = 2,56 (Q + P)$$

Mais dans ce genre d'installation, *il est à préconiser de placer les guides rapprochés en dessous du niveau d'envoyage du fond*, plutôt que dans le chassis à molettes.

Cette disposition présente de nombreux avantages :

1° Les guides peuvent être placés de manière à présenter une rigidité beaucoup plus grande que dans le chassis à molettes et celui-ci ne sera pas exposé à subir des efforts anormaux ;

2° Les tensions supplémentaires dans la cage dues à son mode de suspension disparaissent ;

3° Dès que la cage du fond est coincée dans les guides, la tension de glissement sur la poulie est réduite à

$$T' = 2,56 P$$

soit 2 1/2 fois le poids du câble.

Il faut évidemment, pour que cette solution donne toute sécurité au point de vue des mises à molettes, qu'il existe un dispositif automatique qui arrête la machine dès que la cage montante a dépassé d'une hauteur donnée le niveau de la recette et que la distance de l'axe des molettes au plancher de recette soit assez grande (16 à 17 mètres au moins).

DEUXIÈME PARTIE.

Du degré d'efficacité des guides rapprochés comme évite-molette.

Pour essayer de nous faire une opinion justifiée sur ce point, nous éliminerons d'abord le cas où la machine d'extraction continue à tirer pendant que la cage est coincée dans les guides.

Quoi que l'on fasse dans cette éventualité, il se produira un accident grave.

Les évite-molette passifs, tels que guides rapprochés, systèmes à crochets ou à couteaux, etc., ne pourraient guère que modifier la nature de la catastrophe.

Aussi n'est-il rien de plus recommandable que l'existence d'appareils préventifs qui arrêtent automatiquement le moteur d'extraction dès que la cage dépasse le niveau de la recette.

Nous examinerons l'hypothèse où la cage ayant franchi le plancher de recette avec une certaine vitesse, ne reçoit plus de la part de la machine aucune force vive, mais reste attachée au câble et continue à se mouvoir vers le haut en vertu de la puissance acquise.

Pour déterminer la quantité d'énergie à absorber par le coinçage, une distinction capitale s'impose selon qu'il s'agit de câbles plats en aloès ou de câbles ronds en acier.

1° *Dans le cas de câbles plats*, on peut dire que l'ensemble, cage, molette et brin de câble allant de la cage à la machine, se comportera comme une masse unique. M. l'Ingénieur Henry a, en effet, démontré expérimentalement que l'adhérence équivaut à environ 40 fois

le poids du brin de câble flottant entre la machine et la molette. En pratique la tension du brin vertical ne dépassera jamais cette valeur, le câble ne glissera donc pas sur la molette et les trois éléments constitueront un même système (1).

Si M est la masse de la molette (supposée répartie à la jante dans le cas des câbles plats); Q la charge, y compris le brin de câble; v la vitesse, l'énergie initiale du système sera

$$W = \frac{I}{2g} (M + Q) v^2$$

2° Dans le cas de câbles ronds, au contraire, l'adhérence sur la molette tombe à environ deux fois le poids du brin de câble allant de la molette à la machine.

Nous avons recherché ce coefficient expérimentalement en utilisant un câble non graissé de 20 millimètres de diamètre et une poulie de 1.030 millimètres; la gorge de cette poulie était telle que le câble ne serrait pas dans les joues, mais s'appliquait parfaitement dans le fond. L'arc embrassé était de 120°. La poulie tournant à 110 tours par minute, il a fallu un poids de 35 kilog. au brin conducteur pour soulever une charge de 60 kilog. au brin conduit.

Nous en concluons qu'en pratique le poids de la cage seul sera supérieur à l'adhérence; le câble glissera donc sur la molette, celle-ci ne sera plus liée à la cage et sa force vive n'aura pas à intervenir dans la puissance à absorber par les guides.

L'énergie initiale du système cage et brin de câble devient

$$W = \frac{I}{2g} Q v^2$$

(1) *Evite-molette hydraulique*, par R. A. HENRY, *Annales des Mines de Belgique*, année 1903, 3^{me} livraison, page 697.

Les deux facteurs principaux qui contribuent à absorber la puissance initiale des masses sont :

- a) Le poids propre de la cage avec ses accessoires et le bout de câble vertical;
- b) Les forces de coinceage.

Nous négligerons l'influence des résistances provenant de la rotation de la molette et du glissement éventuel du câble.

a) Appelons λ la longueur totale de coincement; Q' la charge verticale. Le travail correspondant sera $Q' \lambda$.

En pratique, nous ferons abstraction du poids des brins de câble et nous prendrons pour Q et Q' la même valeur qui sera celle du poids de la cage avec ses attirails et son contenu.

Le terme précédent devient donc $Q \lambda$.

b) Pour établir le travail soutiré par le coinceage, nous ne tiendrons compte que des deux cadres supérieurs, puisque l'arrêté royal du 10 décembre 1910 prescrit que le serrage ne peut commencer que lorsque deux cadres au moins ont dépassé le niveau des taquets de sûreté dans leur position soulevée.

L'intervention des autres cadres doit d'ailleurs être peu efficace. Appelons S la force finale de coinceage sur le cadre supérieur et e l'écartement entre les deux cadres.

La force finale de coinceage S' sur le second cadre étant proportionnelle au rapprochement des guides et par conséquent au chemin parcouru, sera donnée par l'expression

$$S' = S \frac{\lambda - e}{\lambda}$$

La force moyenne de serrage pour chaque cadre sera respectivement

$$\frac{S}{2} \text{ et } \frac{S}{2} \frac{\lambda - e}{\lambda}$$

Désignons par f le coefficient de frottement des cadres sur les guides ; le travail produit sur chaque guide sera

$$\frac{S}{2} \times f \times \lambda + \frac{S}{2} \frac{\lambda - e}{\lambda} \times f \times (\lambda - e)$$

On obtient finalement pour le travail total sur les deux guides

$$S \frac{f}{\lambda} \left[\lambda^2 + (\lambda - e)^2 \right]$$

La solution du problème est donc exprimée par l'équation suivante

$$W = Q \lambda + S \frac{f}{\lambda} \left[\lambda^2 + (\lambda - e)^2 \right] \quad (7)$$

APPLICATIONS :

1. Déterminer le profil à adopter pour la construction du cadre d'une cage à 4 étages, destinée à une installation avec câbles plats en aloës, pour que cette cage résiste au coinçage dans les guides rapprochés. La machine est munie d'appareils de sécurité qui la bloquent dès que la cage dépasse le niveau de la recette et n'autorisent qu'une vitesse maximum de 15 mètres en ce moment.

Pour compléter les données du problème, notons que la cage chargée de 18 hommes pèse 3.400 kilog. ; la molette pèse 4.000 kilog. ; les deux cadres supérieurs sont écartés de 1^m,70.

Le coincement du cadre supérieur commence à s'exercer à 8 mètres au dessus du niveau de recette et le rapprochement des guides existe sur 4 mètres de longueur.

Pendant le trajet qui sépare le niveau de recette du niveau d'origine du coincement, l'énergie perdue sera

$$3.400 \times 8 = 27.200 \text{ kilogs,}$$

ce qui correspond, pour l'ensemble du système, à une chute de vitesse x , telle que

$$\frac{1}{2} \times \frac{3.400 + 4.000}{10} x^2 = 27.200$$

d'où $x = 8^m,50$ environ.

Au moment où la cage s'engage dans les guides rapprochés la vitesse est réduite à 6^m,50.

L'énergie à détruire en ce moment est donc :

$$W = \frac{1}{2} \frac{3.400 + 4.000}{10} \times (6,5)^2 = 15.600 \text{ kgmètres.}$$

En appliquant l'équation (7), page 23, on obtient

$$15.600 = 3.400 \times 4 + S \frac{f}{4} \left[4^2 + (4 - 1,7)^2 \right]$$

Si l'on prend $f = 0,4$ ce qui n'a rien d'exagéré étant donné qu'il y aura grippement sur les surfaces, on trouve

$$S = 955 \text{ kilog.}$$

La force de coinçage sur le second cadre sera

$$960 \times \frac{4 - 1,7}{5} = 550 \text{ kilogrammes.}$$

Nous en concluons que le cadre cité de l'application (2) et constitué par un fer **U** de 80 × 47 × 8 sera capable de résister et que le rapprochement théorique des guides devra être de 21 millimètres au moins.

2. Calculer la force de coinçage qui produira l'arrêt dans les guides rapprochés, d'une cage suspendue à un câble rond métallique et pesant 4.400 kilogrammes (avec 26 hommes), la vitesse maximum de la cage

est de 20 mètres au moment où elle franchit la recette, la machine étant bloquée.

Le coincement commence à s'exercer à 7 mètres au-dessus du niveau de recette et le rapprochement des guides n'existe que sur 3 mètres de longueur. Les deux cadres supérieurs de la cage sont écartés de 2 mètres.

La masse de la molette n'ayant plus dans ce cas aucune influence, la vitesse perdue par la cage en passant du niveau de la recette à celui où commence le coincage sera de

$$\sqrt{2 \times 10 \times 7} = 12 \text{ mètres.}$$

Au moment où la cage coince, la vitesse est devenue égale à 8 mètres et l'énergie à absorber est réduite à

$$W = \frac{1}{2} \times \frac{4.400}{10} \times 8^2 = 14.080 \text{ kilogrammètres.}$$

L'équation (7) en prenant $f = 0,4$, donne :

$$14.080 = 4.400 \times 3 + S \times \frac{0,4}{3} [3^2 + (3 - 2)^2]$$

D'où l'on tire

$$S = 660 \text{ kilogrammes}$$

ce qui est loin d'être une force irrésistible.

CONCLUSIONS.

Les diverses applications qui ont été traitées et qui sont basées sur des données pratiques montrent que les guides rapprochés peuvent être rendus aptes à apporter un supplément de sécurité dans le service de l'extraction.

Il y a surtout lieu de ne pas dédaigner leur utilité dans les installations à bobines avec câbles plats en aloès.

Leur intervention, loin d'être redoutable, pourra même être réellement efficace lorsque la machine est munie d'un appareil supprimant automatiquement le couple moteur dès que la cage a dépassé le niveau de recette et que, d'autre part, le serrage se produit sur un parcours assez long.

Grâce aux méthodes exposées on pourra, dans chaque cas particulier, se faire une idée de la grandeur de la puissance vive à absorber par les guides rapprochés, de la diminution d'écartement à donner à ceux-ci et en fin de compte établir la disposition la plus rationnelle et les dimensions des barres de la cage permettant à celle-ci de supporter les efforts du coincage.

Romsée, le 22 février 1913.